№ 4. Warszawa, 25 kwietnia 1934 r. Rok XII.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI 32, m. 2. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE: ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Inż. R. BIEDRZYCKI i inż. W. PAC.

POPRAWKI PRZELICZEŃ PRZY ODBIORACH TURBIN PAROWYCH.

Zamówienie na dostawę nowego objektu otrzymuje zwykle ta wytwórnia, która złożyła najlepszą i najdogodniejszą ofertę. To też nic dziwnego, że starając się o zdobycie zamówienia na nową instalację parową, dostawcy w swych ofertach przelicytowują się wzajemnie, jak w warunkach finansowych tak i w obietnicach natury technicznej. Posiadający zwykle duże doświadczenie handlowe nabywca z łatwością układa sobie porównanie finansowych propozycyj oferodawców. Nie zawsze to jednak da się powiedzieć, gdy chodzi o zestawienie technicznych walorów oferowanych objektów. Tutaj nabywca opiera się nieraz na gwarancjach, podanych wielkiemi literami na początku oferty, a nie przywiązuje dostatecznej uwagi do starannego przestudjowania całego tekstu oferty; a przecież zawiera ona nieraz dodatkowe wzmianki, w gruncie rzeczy zdecydowanie zwężające tytułowe przyrzeczenia dostawcy. Są to przedewszystkiem tak zwane tolerancje, wprowadzane przez dostawcę dla skompensowania jakoby wszystkich niedokładności pomiarowych.

Praktycznie jednak często wygląda to tak, że dla łatwiejszego pognębienia swych współzawodników wytwórca oferuje przesadnie wysoką gwarancję, której dotrzymać nie będzie w stanie, i dlatego w treści oferty zastrzega się że, cyfry gwarancyjne obowiązują z taką i taką tolerancją. Niedostatecznie uważny nabywca opierając się jedynie na wysokiej gwarancji, wyrabia sobie mylny pogląd, który prostuje dopiero rzeczoznawca, wezwany do przeprowadzenia prób odbiorczych dostarczonego już objektu.

W pewnym wypadku złożono 2 oferty na dostawę instalacji kotłowej. Jedna oferta gwarantowała dla swej instalacji sprawność 75% bez żadnych tolerancyj, drugi zaś oferodawca przyrzekał dla swej instalacji sprawność 80%. Ale w warunkach umowy nadmienił, że dla cyfr gwarancyjnych obowiązuje 10% tolerancji. W rzeczywistości więc przyrzekał on 80 − 8 = 72%, a więc sprawność gorszą, od pierwszej oferty.

Przy składaniu ofert na dostawę turbin parowych nasi zagraniczni dostawcy mają szczególnie szerokie pole do mylenia czujności nabywcy. Można tu łatwo przyrzekać nabywcy efektownie niskie cyfry zużycia pary przez turbinę. Zbyt wyostrzone gwarancje można i tu stępić zapomocą dodatkowo załączonych tolerancyj, których wysokość nie da się niejednokrotnie technicznie usprawiedliwić.

Istnieją tu jednak i inne możliwości w postaci t. zw. poprawek, które wprowadzane są do wyników pomiarów wówczas, gdy początkowy lub końcowy stan pary odchyla się od warunków, przewidzianych w gwarancjach. Przy pomiarach odbiorczych stany te prawie nigdy nie dadzą się utrzymać na pożądanej wysokości, i dlatego poprawki są z reguły stosowane. Wielkości poprawek, zależne między innemi od budowy samej turbiny, przedstawiane są przez dostawcę w formie krzywych. Jest tedy w mocy dostawcy takie skonstruowanie krzywych poprawek, aby zawierały one nową ukrytą tolerancję na korzyść dostawcy.

Jeżeli owe krzywe poprawek załączone są odrazu do oferty lub ostatecznej umowy, nabywca zasadniczo może się przeciwko nim zastrzedz, aczkolwiek nigdy tego nie czyni, nie zwracając na te „drobiazgi” należytej uwagi.

Częściej się jednak spotyka umowy, stwierdzające, że krzywe poprawek zostaną

przedstawione przez dostawcę w przyszłości. Zdarza się wtedy, że dostawca przedstawia te krzywe albo w czasie odbioru gwarancyjnego, albo i po pomiarach odbiorczych. Ale wtedy szczególnie trudną jest sytuacja prowadzącego próbę odbiorczą rzeczoznawcy, który nieraz napróżno walczy o doprowadzenie krzywych do bardziej prawidłowego wyglądu.

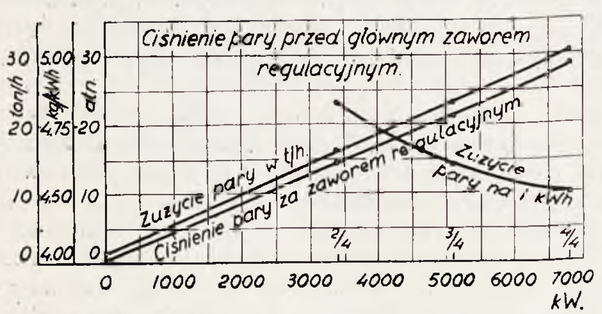
Sytuację tę utrudniają jeszcze ostatnie normy niemieckie z 1931 r., które w naszych warunkach często są przyjmowane za podstawę odbioru gwarancyjnego. W myśl § 4. powyższych norm rzeczoznawca nie ma prawa przeprowadzać jakichkolwiek badań poza przewidzianemi umową. Niema więc prawa również sprawdzenia zapomocą dodatkowych pomiarów przedstawionych przez dostawcę krzywych poprawek, co przecież bywa zwykle najsilniejszym i najskuteczniejszym argumentem przeciw stanowisku dostawcy.

Dlatego też tem pilniejsze staje się wprowadzenie w życie obecnego projektu polskich norm, które w § 10-b bardzo słusznie podkreślają prawo rzeczoznawcy do każdorazowego sprawdzenia i skorygowania przedstawionych przez dostawcę krzywych poprawek.

Aby się zorjentować w istocie tych poprawek, należy rozważyć jak wpływa na zużycie pary przez turbinę zmiana obciążenia, ciśnienia lub temperatury pary dolotowej i wreszcie ciśnienia pary wylotowej (lub ilości i temperatury wody chłodzącej).

Ponieważ dużą rolę odgrywa tu rodzaj regulacji dopływu pary, rozpatrzymy najpierw najprostszy wypadek regulacji jakościowej, działającej tylko dławieniem pary dolotowej.

Do takiego typu turbiny odnosi się rys. 1. Zakładając, że temperatura pary do-



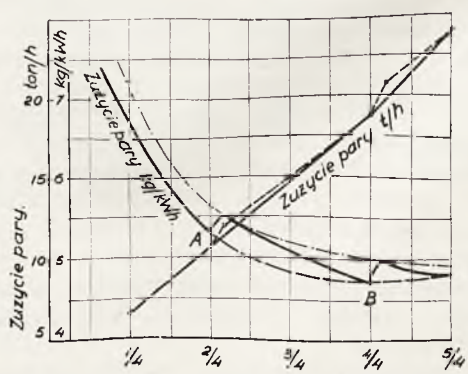
Rys. 1

lotowej oraz próżnia pozostają mniej więcej stałe, postaramy się zbadać, jak zmienia się ciśnienie pary za zaworem regulacyjnym oraz zużycie pary w miarę wzrostu obciążenia turbiny. W tym celu na osi odciętych odkładamy obciążenia turbiny, zaś na osi rzędnych mamy dwie skale: jedna wskazuje ciśnienie pary, druga — godzinowe zużycie pary w t/h, bądź też jednostkowe w kg/kWh. Ciśnienie pary przed głównym zaworem regulacyjnym utrzymujemy również na stałym poziomie. Wyraża się więc ono na wykresie prostą linją poziomą.

Na podstawie kilku pomiarów, przeprowadzonych w tych warunkach przy kilku różnych obciążeniach, łatwo się przekonać, że ze wzrostem wytwarzanej mocy od 0 do pełnego obciążenia jak ciśnienie pary za zaworem regulacyjnym, tak i godzinowe zużycie pary wzrasta proporcjonalnie do obciążenia, wyrażając się na wykresie odpowiedniemi linjami prostemi. Jeżeli więc dla takiej turbiny dostawca podał tylko kilka oddzielnych punktów gwarantowanego zużycia pary, to nie przedstawia żadnych trudności określenie gwarancji dla każdego innego obciążenia. Wystarczy tylko przez podane punkty gwarancyjne przeciągnąć prostą linję

Zresztą i zmiany w prężności pary przed głównym zaworem regulacyjnym pozostają prawie bez wpływu na charakter naszego wykresu, o ile tylko prężność przed tym zaworem pozostaje wyższa od prężności, jaka jest potrzebna za zaworem regulacyjnym dla pracy przy danem obciążeniu turbiny. Większe lub mniejsze zdławienie przegrzanej pary dolotowej w zaworze regulacyjnym do poziomu, odpowiadającego krzywej wykresu, wpływa jedynie na stopień obniżenia się temperatury pary za zaworem dławiącym.

Inny zupełnie obraz występuje w turbinach z ogólnie stosowaną regulacją ilościowo-jakościową. Rys. 2 odnosi się do turbiny,



Rys. 2

zaopatrzonej w 3 regulacyjne zawory samoczynne.

W granicach od 0 do połowy obciążenia działa tylko jeden zawór dławiący, i na tym odcinku charakter wszystkich krzywych pozostaje taki sam, jak na rys. 1. Po całkowitem otwarciu tego zaworu, gdy przepływ pary odbywa się przy najmniejszem dławieniu, jednostkowe zużycie pary schodzi do pewnego poziomu, oznaczonego na wykresie punktem A.

Przy dalszym wzroście obciążenia zapotrzebowanie pary rośnie, a że nie może jej już więcej dostarczyć pierwszy zawór, otwiera się samoczynnie zawór następny. Unosząc się zupełnie stopniowo, zawór ten początkowo przepuszcza świeży strumień pary mocno zdławiony, co znacznie pogarsza warunki wyzyskania ciepła, zawartego w parze, i podnosi jej zużycie jednostkowe. Dopiero po chwili ten gwałtowny skok zostaje opanowany, i zaczyna się na nowo stopniowe zmniejszanie jednostkowego zużycia pary w miarę zmniejszania się dławienia w drugim zaworze regulacyjnym.

Po dojściu do najniższego punktu *B* opisane zjawisko dokładnie się powtarza. W chwili uniesienia się trzeciego zaworu samoczynnego jednostkowe zużycie pary gwałtownie wzrasta, załamując się po chwili w łagodnie opadającą gałąź krzywej zależnie od tego, jak dławienie w zaworze maleje.

Tak więc w turbinach o regulacji ilościowo-jakościowej mamy do czynienia nie z regularną krzywą zużycia pary, lecz z charakterystyczną krzywą schodkową, posiadającą tyle wyskoków, ile zaworów wchodzi w skład samoczynnej regulacji zasilania turbiny.

Ze zrozumiałych powodów dostawca gwarantuje tylko zużycie pary w punktach *A* i *B*, odniesionych do określonych obciążeń i określonych stanów pary na wlocie i wyjściu z turbiny.

Dla jakiegokolwiek innego obciążenia nie możemy już określić gwarantowanego zużycia, bowiem nie możemy tu już postępować w myśl zasad interpolacji, jak to czyniliśmy przy turbinach z regulacją jakościową. Dlatego przy zamawianiu turbin z regulacją ilościowo-jakościową należy żądać od dostawcy przedstawienia całkowitej krzywej gwarantowanego zużycia pary.

Należy jednak zaznaczyć, że i taka krzywa odnosi się tylko do oznaczonego stanu pary dolotowej oraz ciśnienia wylotu, i przy zmianie któregokolwiek z tych stanów następuje przesunięcie punktów *A* i *B*, niezmiernie utrudniające ustalenie gwarancji dla odmiennych warunków pracy turbiny.

Podając w ofercie gwarantowane zużycie pary tylko dla punktów szczytowych A i B, dostawca osiąga efekt, przedstawiając w najlepszem świetle ekonomiczną pracę swej turbiny. W istocie jednak przy największej staranności ze strony nabywcy nie uda mu się utrzymywać pracy na tych szczytach, a każde ześlizgnięcie w jedną lub drugą stronę krzywej będzie związane z podwyższeniem jednostkowego zużycia pary przez turbinę. Stąd tak częste utyskiwania nabywców, że w normalnej pracy zakładu turbina ich zużywa znacznie więcej pary, niż to przyrzekał dostawca.

Równem niepodobieństwem jest utrzymanie się na wierzchołku szczytu podczas badań odbiorczych, co wywołuje stałe sprzeciwy ze strony dostawcy i żądania rehabilitujących go poprawek przy przeliczaniu wyników pomiaru na warunki gwarancyjne. Dlatego też słuszna była zasada, przyjęta przez normy niemieckie z 1925 r. § 40 tych norm głosi, że gwarantowana cyfra zużycia pary zachowuje moc obowiązującą w granicach obciążeń, odbiegających od gwarancyjnego o $\pm$ 7,5%. A choć najnowsze normy niemieckie ostąpiły od tej zasady, to jednak byłoby wysoce wskazane, aby została ona utrzymana w polskich normach odbiorczych.

Powstrzymałoby to dostawcę od podawania zbyt skrajnych nieżyciowych gwarancyj i ułatwiłoby rzeczoznawcy prowadzenie pomiarów bez obawy kwestjonowania ich przez dostawcę w wypadku niepomyślnych dla niego wyników.

Przedstawione przez dostawcę krzywe poprawek, sprawdzone i skorygowane przez rzeczoznawcę, są dopiero podstawą zawiłych naogół przeliczeń, mających na celu sprowadzenie do wspólnego mianownika gwarantowanych wielkości i wyników, otrzymanych bezpośrednio z pomiarów.

Istnieją dwie zasadnicze drogi prowadzenia tych przeliczeń; jedna z nich oparta jest na wzorach, zawartych w normach francuskich, a wprowadzających zależność od temperatury i ciśnienia pary wlotowej oraz od temperatury wody chłodzącej.

U nas częściej bywa stosowany drugi sposób, wypływający z następującego wzoru:

$$G_e = G_{zm} \cdot \frac{\Delta_{i_{zm}} \cdot \eta_{e_{gw}} \cdot \delta - \left(\frac{A_c^2}{2_g}\right)_{zm.}}{\Delta_{i_{gw}} \cdot \eta_{e_{gw.}} \delta - \left(\frac{A_c^2}{2_g}\right)_{gw}} \tag{1}$$

gdzie:

G_e — przeliczone zużycie pary na jednostkę mocy

G_{zm} — zmierzone zużycie pary na jednostkę mocy

$\Delta_{i_{gw}}$ — spadek adjabatyczny cieplika w warunkach gwarancyjnych

$\Delta_{i_{zm}}$ — spadek adjabatyczny cieplika w warunkach pomiaru

$\eta_{e_{gw}}$ — termodynamiczna sprawność turbiny w warunkach gwarancji

δ — spółczynnik poprawki sprawności w zależności od temperatury pary dolotowej.

$\left(\frac{A_c^2}{2_g}\right)_{gw}$ — strata wylotowa w warunkach gwarancji

$\left(\frac{A_c^2}{2_g}\right)_{zm}$ — strata wylotowa w warunkach pomiaru

Oba te sposoby przeliczeń były już przez nas omawiane w jednym z poprzednich artykułów (patrz *Technika Cieplna* z 1929 r., str. 176). Ale ciągle jeszcze żywotną jest kwestja, o ile te wzory są dokładne, i której metodzie należy oddać pierwszeństwo. Coraz bardziej staje się pilną potrzeba praktycznego sprawdzenia dokładności tych wzorów, jednak przeprowadzanie takich badań jest niezmiernie uciążliwe i kosztowne, zwłaszcza w stosunku do jednostek turbinowych o dużej mocy. Daje się tu też odczuwać dotychczasowy brak dokładnych danych o wpływie poszczególnych zmian w stanie pary na cyfry zużycia pary (patrz pracę Fornera: „Dampfverbrauchsversuche an Dampfturbinen").

W związku z próbą odbiorczą pewnej turbiny kondensacyjnej o mocy 7000 *kW*, zbudowanej dla pary wlotowej o prężności 30 *atn* i temperaturze 400°C, udało się przeprowadzić szereg porównawczych pomiarów, podczas których poddawano zmianom stan pary wlotowej i ciśnienie wylotu.

Turbina ta posiada regulację jakościową, a więc mają tu zastosowanie krzywe o charakterze, przedstawionym na rys. 1. Przy obciążeniu turbiny, odpowiadającem $^3/_4$ normalnego, w zaworze regulacyjnym następuje dławienie pary do prężności 22 *atn*. Dławienie to obniża temperaturę pary w stosunku do stanu początkowego 400°C, przyczem zależnie od ciśnienia pary przed zaworem regulacyjnym, temperatura za zaworem kształtuje się następująco:

Stan pary przed zaworem regulacyjnym		Stan pary za zaworem regulacyjnym	
Temperatura °C	Prężność *atn*	Prężność *atn*	Temperatura °C
400	35	22	389
400	30	22	393
400	25	22	397

Z powyższego wynika, że im mniejsze jest dławienie pary w zaworze regulacyjnym, czyli im niższe jest ciśnienie pary dolotowej, tem wyższa jest temperatura pary, wstępującej na łopatki turbiny, a więc tem niższe będzie zużycie pary na jednostkę wytwarzanej mocy. I odwrotnie, przy podwyższeniu prężności pary w przewodzie dolotowym zużycie pary w tych warunkach będzie wzrastać.

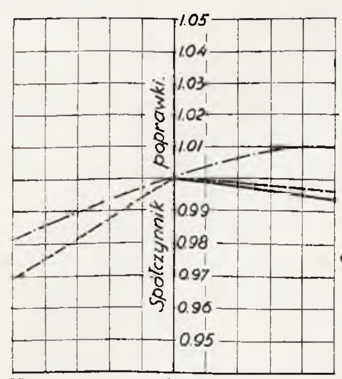
We wzorze (1) przyjmowany jest nieprawidłowo stan pary przed zaworem regulacyjnym, i dlatego zastosowanie tego wzoru daje w tym względzie różnice w porównaniu z rzeczywistością.

Co się tyczy norm francuskich, to w opisanych warunkach dają one poprawki jeszcze bardziej odbiegające od rzeczywistości, jeżeli ciśnienie pary przed zaworem regulacyjnym jest niższe od przewidzianego w gwarancjach.

Tak więc w rozpatrywanym wypadku przy $^3/_4$ obciążenia i ciśnieniu pary wlotowej o 5 *atn* niższem od gwarancyjnego według norm francuskich należałoby wprowadzić poprawkę w wysokości 3% w kierunku podwyższenia zużycia pary, z wzoru (1) wynika takaż poprawka w wysokości 2%, a w rzeczywistości mamy o 0,5% zmniejszenie zużycia pary, spowodowane wyższą temperaturą pary za zaworem regulacyjnym.

Jeżeli jednak prężność pary przed zaworem regulacyjnym była w czasie pomiarów wyższa od przewidzianej w gwarancji, to wynikająca stąd poprawka, obliczona na podstawie norm francuskich jest b. bliska rzeczywistości, podczas gdy nadal od niej odbiegać będą poprawki obliczone według wzoru (1).

Powyższe potwierdziło badanie, przeprowadzone przy omawianej turbinie, przyczem jeden pomiar przeprowadzono przy gwarancyjnej prężności pary przed zaworem regulacyjnym (30 *atn*), przy drugim zaś pomiarze ciśnienie to podwyższono do 35 *atn*. W obu wypadkach prowadzono pomiary przy pełnem obciążeniu turbiny oraz przy jednakowej temperaturze pary wlotowej (400°C) i jednakowej próżni. Wyniki tych badań przedstawione są na rys. 3.

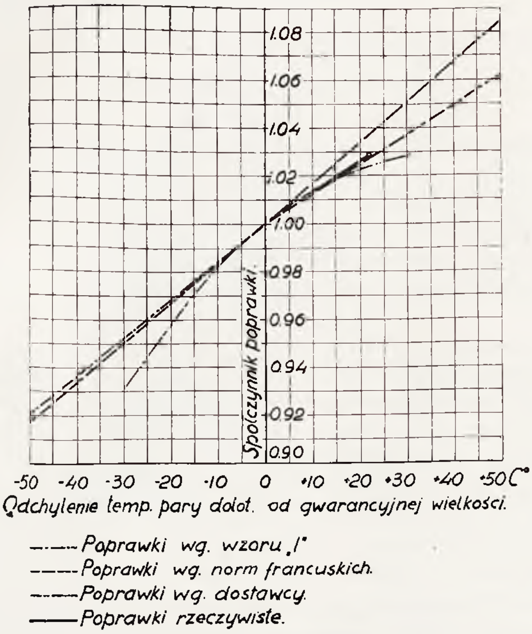


Rys. 3

Rys. 4 przedstawia analogicznie skonstruowane krzywe poprawek na temperaturę pary przed zaworem regulacyjnym. W tym wypadku poprawki obliczone według wzoru (1), względnie określone na podstawie norm francuskich nie odbiegają zbytnio od rzeczywistości. Rzeczywista poprawka, wypływająca z podwyższenia temperatury wlotu

o 24°C, znajduje się zupełnie blisko krzywej poprawek według norm francuskich i jest o niespełna 1% mniejsza od poprawki, obliczonej według wzoru (1).

Lewe gałęzie obu krzywych, znajdujące zastosowanie przy obniżeniu temperatury poniżej stanu gwarancyjnego, co jest w praktyce spotykane najczęściej, schodzą się prawie dokładnie. Natomiast nakreślona linją ciągłą krzywa poprawek, przedstawiona przez dostawcę, zwłaszcza w tej partji ma wyraźną tendencję do oderwania się w kierunku dogodnym dla dostawcy.



Rys. 4

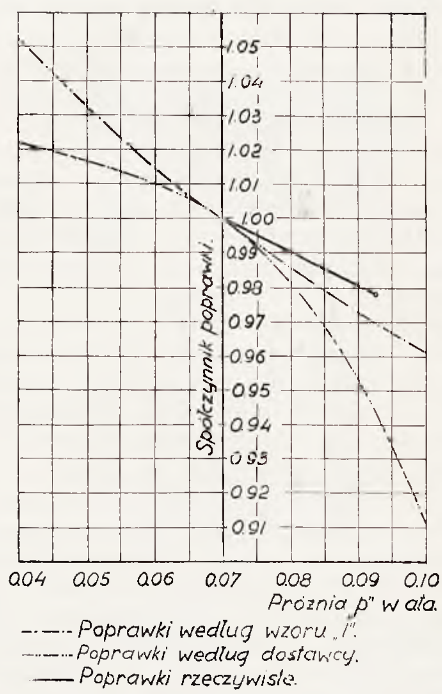
Największe trudności sprawiają poprawki, które trzeba stosować wówczas, gdy warunki na wylocie pary są odmienne od przewidywanych umową. Spotykane są dwa sposoby podawania gwarancji przez dostawcę: jedna grupa ofert ogranicza się ściśle do samej turbiny, odnosząc gwarancje do stanu pary na wlocie do turbiny oraz do ciśnienia na wylocie z ostatniego wirnika do króćca, łączącego turbinę ze skraplaczem (próżnia). W innych zaś wypadkach rozpatrywana jest praca turbiny łącznie ze skraplaczem, i wówczas punktem wyjściowym jest z jednej strony stan pary wlotowej, zaś z drugiej strony — temperatura i ilość wody chłodzącej, przepływającej przez skraplacz.

Pierwszy rodzaj oferty eliminuje jakby wady skraplacza, drugi zaś — wady turbiny i skraplacza łączy w jedną nierozerwalną całość.

Dlatego też jeżeli nabywcy zależy nietylko na sprawdzeniu gwarancji zużycia pary, ale również na określeniu sprawności turbiny, winien on przewidzieć możność przeprowadzenia przy odbiorze dwojakich badań: pierwsze miałyby na celu sprawdzenie, czy przy określonych ilościach pary, przechodzących do skraplacza, oraz przewidzianych umową ilościach i temperaturze wody chłodzącej, skraplacz osiąga gwarantowaną próżnię; drugie zaś kontrolowałyby samą turbinę, czy przy utrzymaniu w skraplaczu odpowiedniej próżni mogą być utrzymane gwarancje zużycia pary. Decydującym byłby ogólny wynik z obu wymienionych badań.

Niestety jednak żadne normy nie przewidują tego rodzaju postępowania. Normy niemieckie odnoszą przeważnie gwarancje do określonej wysokości próżni u wylotu do skraplacza, zaś normy francuskie przyjmują za podstawę ilości i temperaturę wody chłodzącej.

Jeżeli chodzi o wzór (1), i tu się da stwierdzić, że z punktu widzenia poprawek na próżnię poza wymienioną jednostronnością jest on skonstruowany logicznie i nie odbiega daleko od prawdy. Wskazuje to rys. 5,



Rys. 5

który przedstawia porównanie poprawek na próżnię, wykreślonych na podstawie badań wymienionej już turbiny.

I tu dla porównania wprowadzona została krzywa dostawcy, wykazująca znaczną rozbieżność z rzeczywistością, i z krzywą poprawek według wzoru (1). Tu już i sam charakter krzywej dostawcy musi wzbudzić odrazu zastrzeżenia.

Nie możemy tu przeprowadzić żadnego porównania z normami francuskiemi, bowiem te ostatnie, jak już wskazaliśmy, wychodzą z zupełnie innego założenia. Założenie to,

oparte na ilości i temperaturze wody chłodzącej, zbytnio wiąże pracę turbiny ze skraplaczem.

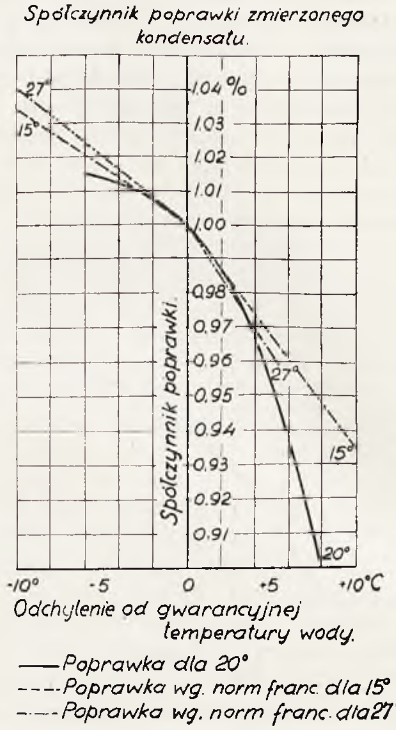
Ale nie to jest jeszcze najgorsze. Normy francuskie uznają tylko 2 temperatury wody chłodzącej: 15°C lub 27°C. Cóż więc ma czynić rzeczoznawca, gdy umowa odnosi gwarancje do jakiejkolwiek innej temperatury, którą normy francuskie zupełnie ignorują?

Drugą bolączką tych norm jest zbyt wąski zakres dopuszczalnych odchyleń od temperatury gwarancyjnej. Tak więc jeżeli umowa przewiduje temperaturę wody chłodzącej 15°C, to w czasie pomiarów nie może ona być niższa niż 5°C, ani też wyższa, jak 25° C. Jeżeli zaś gwarancje odniesiono do temperatury 27°C, to granicznemi będą teraz temperatury 17°C i 32°C. To zbyt ostre zastrzeżenie nasuwa nieraz w praktyce nieprzezwyciężone trudności, zwłaszcza gdy pomiary odbiorcze muszą być dokonane w pewnym określonym terminie.

Gdy wypadają one w porze zimowej, temperatura wody chłodzącej może się okazać za niska. Mieliśmy wypadki, gdy woda chłodząca, normalnie czerpana z rzeki, miała prawie 0°. A znów latem, zwłaszcza przy obiegu przez chłodnię, temperatura wody często wychodzi poza górne dopuszczalne granice. We wszystkich tych wypadkach według norm francuskich pomiary odbiorcze są wogóle niemożliwe do przeprowadzenia, a odłożyć ich nie można ze względu na upływający okres gwarancyjny. Wiosną i latem poprawki, wynikające z różnicy między gwarancyjną i rzeczywistą temperaturą, wypadają często zbyt duże; ale i wówczas nie wykluczone są nigdy gorsze niespodzianki ze względu na kaprysy naszego klimatu.

W pewnym wypadku gwarancje zostały oparte na temperaturze wody chłodzącej 20°C. Dostawca przedstawił swą krzywą poprawek, przedstawioną na rys. 6. Podczas pomiarów odbiorczych, wyznaczonych na ostatnie dni września, wypadły niespodziewanie dni b. ciepłe. W ciągu dnia temperatura wody chłodzącej wynosiła ponad 32°C, wychodząc poza najwyższe granice, o jakich mowa w normach francuskich. Pomiary podjęto w nocy z niedzieli na poniedziałek w przypuszczeniu, że o tej porze i po niedzielnym postoju fabryki, woda będzie znacznie chłodniejsza. Ale i wtedy posiadała ona około 30°C, odbiegając od stanu gwarancyjnego o 10°C. Dla takiego stanu rzeczy krzywa dostawcy wymagała poprawki w wysokości prawie 15%, co oczywiście cały odbiór sprowadziłoby do absurdu.

Rzeczoznawca zaproponował wówczas krzywe poprawek, zbudowane dla miarodajnej temperatury 20°C tak, jak wynikałoby to według norm francuskich dla temperatury 15°C i 27°C (patrz rys. 6). Na podstawie ekstrapolacji otrzymano w ten sposób dla temperatury wody chłodzącej 30°C, poprawkę dwukrotnie mniejszą od wynikającej z krzywej poprawek dostawcy.



Rys. 6

Ponieważ po wprowadzeniu tej znacznej bądź co bądź poprawki wyniki pomiarów co do zużycia pary były lepsze od gwarancji (po uwzględnieniu przewidzianej umową tolerancji) — dostawca wyraził swą zgodę. Jednak w razie nieustępliwości dostawcy, technicznie słuszne rozstrzygnięcie byłoby niezmiernie trudne, bowiem dostawca miał za sobą umowę, zaś normy nie dają rzeczoznawcy właściwego oparcia.

Poza tą jedną wybitnie słabą stroną wzory, oparte na normach francuskich, nadają się naogół do zastosowania, nie wykazując zbyt jaskrawych różnic w porównaniu z wzorem (1), który zbudowany logicznie, ma tę wyższość, że w każdej sytuacji daje rzeczoznawcy oparcie.

Uzależnianie gwarancji tylko od ilości i temperatury wody chłodzącej jest zbyt ciasne, a nawet groźne dla racjonalności prób odbiorczych. Przy takiej konstrukcji umowy słuszne byłoby żądanie, aby dostawca dodatkowo przedstawiał krzywe zależności między próżnią i temperaturą wody chłodzącej przy różnych ilościach skroplin.

Inż. T. JAKOWICKI i inż. R. MADEJ.

KOCIOŁ DUQUENNE'A.

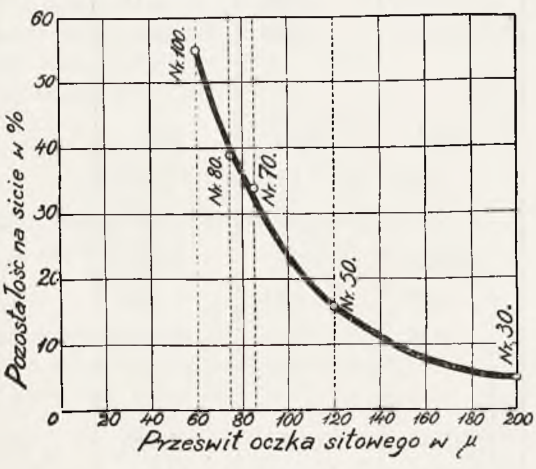
(Por. *Technika Cieplna*, 1934, str. 38).

Wyniki pomiarów cieplnych.

Na jednym z omawianych kotłów Duquenne'a w Hucie Bankowej zostały przeprowadzone szerzej ujęte badania cieplne, gdyż obejmowały one cztery pomiary przy różnych obciążeniach kotła, a to w celu wyznaczenia przebiegu krzywej sprawności w zależności od obciążenia.

Pomiary zostały przeprowadzone zgodnie z obowiązującemi normami $\frac{P\ N}{U-104}$, a w szczególności: ilość wody była mierzona w wycechowanych zbiornikach, zaś węgiel był ważony na sprawdzonej wadze dziesiętnej. Dla zwiększenia dokładności badania czas trwania poszczególnych pomiarów zwiększono (w większości wypadków wynosił on około 7 godzin).

Zestawienia bilansu cieplnego dokonano w odniesieniu do dolnej wartości opałowej węgla, podsuszonego w suszarce przed wejściem do młynów. Dla określenia stopnia zmielenia węgla pobierano w sposób ciągły próbki pyłu z każdego młyna oddzielnie. Otrzymane w ten sposób średnie próbki zostały dwukrotnie przesiane przez komplet sit (D. I. N.). — Średnie wartości na podstawie szesnastu oznaczeń ujęte są na wykresie, przedstawiającym charakterystykę miałkości pyłu (rys. 14).



Rys. 14
Charakterystyka miałkości pyłu.

Wspomniany wykres podaje średnie procentowe pozostałości na poszczególnych sitach w zależności od wielkości ziarn w mikronach, (μ = 0,001 *mm*).

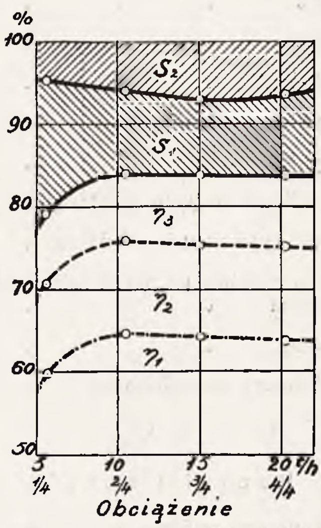
Podane wyniki, a zwłaszcza procentowa zawartość najgrubszych cząsteczek węgla, wskazują, że pył spalany — w odniesieniu do podawanych jakości przemiału — należy raczej zaliczyć do kategorji o mniejszej miałkości.

Zresztą sprawa jakości przemiału, z czem związany jest koszt przemiału i wydajność młyna, wymaga indywidualnego potraktowania w zależności od warunków lokalnych.

Pomyślny przebieg spalania i to w całym obszarze badanych obciążeń wskazuje, że stopień przemiału w danych warunkach przy długiej drodze spalania — był dostateczny.

Wyniki i średnie wartości pomiarowe podaje tabela[1]).

Dla większej przejrzystości osiągnięte podczas pomiarów wyniki cieplne zostały ujęte w postaci krzywych (rys. 15).



Rys. 15
Przebieg krzywych sprawności i strat cieplnych
η_1 — sprawność samego kotła, η_2 — sprawność przegrzewacza pary, η_3 — sprawność podgrzewacza wody, S_1 — strata kominowa, S_2 — reszta strat.

Rzuca się tu w oczy płaski przebieg krzywej sprawności w szerokim pasie różnych obciążeń. — Po osiągnięciu optymalnej sprawności (83,9%) w pobliżu połowy obciążenia ze wzrostem wydajności aż do pełnego normalnego obciążenia, sprawność zmienia się — maleje — minimalnie w zależności linjowej, a odchylenia sprawności w tym obszarze wyrażają się różnicą zaledwie 0,2%.

Ta cecha charakterystyczna — zresztą bardzo korzystna — jest przedewszystkiem w dużym stopniu cenna w tych wszystkich

[1]) Por. tabele str. 56, 57 i 58.

TABELA I.

WYSZCZEGÓLNIENIE	Wymiar	Średnie wartości pomiarowe			
		Pomiar			
		I	II	III	IV
Obciążenie około		$^4/_4$	$^3/_4$	$^2/_4$	$^1/_4$
Czas trwania pomiaru . . .	godz.	7,25	7,00	7,00	6,25
Paliwo:					
Idący do młynów miał węgla z Zagłębia Dąbrowskiego, podsuszony poprzednio w osobnej suszarce, przed wejściem do młynów zawierał:					
wody	%	7,69	8,77	8,00	7,05
popiołu	%	11,72	10,08	9,13	7,56
S palnej	%	0,71	0,94	0,96	0,99
S całkowitej . . .	%	1,01	1,24	1,27	1,31
C	%	61,57	64,01	65,37	67,36
H	%	4,26	4,42	4,51	4.65
O + *N*	%	14,05	11,78	12,03	12,39
Wartość opałowa górna . . .	*Kal/kg*	5981	6142	6210	6381
Wartość opałowa dolna . . .	„	5712	5853	5926	6096
Zawartość wilgoci w pyle węglowym .	%	4,95	6,76	4,49	5,38
Temperatura pyłu przed palnikiem . .	°*C*	56,4	53,0	56.0	56,0
Węgla-miału, zważonego przed młynami, spalono ogółem	*kg*	21998	15305	10696	5228
na godzinę	*kg/h*	3034,2	2186,4	1528	836,5
Natężenie komory paleniskowej . .	kg/m^3h	18,16	13,08	9,14	5,00
„ „ „ . .	Kal/m^3h	104000	76500	54200	30500
Popiół i żuzel:					
Popiołu otrzymano ogółem . . .	*kg*	232,2	262,6	135,5	81,1
w %% do spalonego węgla . .	%	1,06	1,71	1,27	1,55
o zawartości części palnych . .	%	1.47	2,32	3,03	2,34
Żuzla otrzymano ogółem . . .	*kg*	805,2	149,7	97,8	96,4
w %% do spalonego węgla . .	%	3,66	0,98	0,91	1,85
o zawartości części palnych . .	%	0,18	0,21	0,05	0
Woda:					
Odparowano ogółem . . .	*kg*	145965	104904	74025	35385
„ na godzinę . . .	*kg/h*	20133,1	14986,3	10575,3	5661,6
„ z 1 m^2 pow. ogrzew. . .	kg/m^2h	45,75	34,06	24,03	12,87
Temperatura wody:					
przed podgrzewaczem . . .	°*C*	46,5	49,0	48,2	50,5
za „ . . .	„	120,0	121,0	116,5	129,5
Podgrzanie w podgrzewaczu wody . .	„	73,5	72,0	68,3	79,0

WYSZCZEGÓLNIENIE	Wymiar	Średnie wartości pomiarowe			
		Pomiar			
		I	II	III	IV
Obciążenie		4/4	3/4	2/4	1/4
Para:					
Ciśnienie w kotle	*ata*	23,5	23,3	23,0	23,5
Temperatura pary przegrz. . . .	°C	386	380	381	373
Całkowite ciepło 1 kg.:					
pary przegrzanej. . . .	*Kal/kg*	767,0	764,5	767,0	763,5
„ nasyconej	„	669	669	669	669
Ciepło przegrzania	„	98,0	95,5	98,0	94,5
Ciepło zużyte do wytworzenia 1 kg.:					
pary przegrzanej	„	720,5	715,5	718,8	713,0
„ nasyconej	„	622,5	620,0	620,8	618,5
Odparowalność:					
1 kg. paliwa wytworzył pary:					
przegrzanej	*kg/kg*	6,635	6,854	6,921	6,768
normalnej	„	7,469	7,662	7,778	7,540
Spaliny:					
Temperatura spalin w komorze paleniskowej [1]):					
miejsce pomiarowe I . . .	°C	1416	1360	1337	1305
„ „ II . . .	„	1405	1345	1265	880
„ „ III . . .	„	1156	1090	945	825
Temperatura spalin:					
przed przegrzewaczem pary . .	„	670	620	615	520
za „ „ . .	„	483	426	412	380
przed podgrzewaczem wody . .	„	386	354	342	305
za „ „ . .	„	255	236	228	222
za podgrzewaczem powietrza . .	„	165	148	140	120
Ciąg w komorze paleniskowej . .	*mm* sł.wody	3,3	2,8	1,5	0,9
Ciąg przed podgrzewaczem wody . .	„	21,0	15,0	10,0	7,7
Ciąg za podgrzewaczem wody . .	„	30,7	20,8	16,3	13,5
„ „ „ powietrza . .	„	42,4	25,6	20,2	17,4
Analiza spalin:					
Skład spalin w przegrzewaczu pary:					
zawartość CO_2	%	13,5	12,0	11,9	6,2
„ O_2	%	6,5	7,1	7,4	14,1
„ CO	%	0	0	0	0
Nadwyżka powietrza. . . .	—	1,4	1,5	1,5	3,0
Skład spalin za podgrzewaczem wody:					
zawartość CO_2	%	10,9	10,0	8,8	4,6
„ O_2	%	8,7	10,0	11,4	16,0
„ CO	%	0	0	0	0
Nadwyżka powietrza. . . .	—	1,7	1,9	2,2	4,1
Skład spalin za podgrzewaczem powietrza [2])					
zawartość CO_2	%	9,2	8,4	7,3	3,8
„ O_2	%	11,0	11,8	13,1	16,8
Nadwyżka powietrza. . . .	—	2,1	2,3	2,6	4,9

[1]) Mierzona pyrometrem optycznym — miejsca pomiarowe oznaczono na osobnym szkicu rys. 16.

[2]) Analiza średniej próbki spalin, pobieranej w sposób ciągły przez aspirator.

WYSZCZEGÓLNIENIE	Wymiar	Średnie wartości pomiarowe			
		Pomiar			
		I	II	III	IV
Obciążenie		4/4	3/4	2/4	1/4
Powietrze:					
Temperatura powietrza:					
przed podgrzewaczem powietrza . .	°C	34,0	35,5	32,5	28,5
za „ „ . .	°C	206,6	177,5	154,0	139,2
przed wejściem do rusztu powietrznego .	°C	172,5	155,0	139,0	126,2
po wyjściu z rusztu powietrznego . .	°C	359,0	327,0	293,0	230,0
przed młynami	°C	209,0	181,0	154,0	107,0

BILANS CIEPLNY.

w odniesieniu do dolnej wartości opałowej 1 kg. paliwa.

Obciążenie około	4/4		3/4		2/4		1/4	
WYSZCZEGÓLNIENIE	POMIAR							
	I		II		III		IV	
	Kal	%	Kal.	%	Kal.	%	Kal.	%
Ciepło dostarczone . .	5712,0	100,0	5853,0	100,0	5926,0	100,0	6096,0	100,0
Ciepło wyzyskane:								
a) w kotle . . .	3642,6	63,8	3756,0	64,2	3825,2	64,5	3651,3	59,9
b) w przegrzewaczu pary .	650,2	11,4	654,5	11,2	676,9	11,4	639,6	10,5
c) w podgrzewaczu wody .	487,7	8,5	493,5	8,4	472,7	8,0	534,7	8,8
Razem wyzyskano	4780,5	83,7	4904,0	83,8	4974,8	83,9	4825,6	79,2
Ciepło stracone								
a) strata kominowa . .	556,0	9,7	540,0	9,2	598,0	10,1	977,0	16,0
b) w popiele i żużlu . .	1,8	0	3,4	0,1	3,0	0,1	2,9	0,1
c) reszta strat . .	373,7	6,6	405,6	6,9	350,2	5,9	290,5	4,7
Razem stracono	931,5	16,3	949,0	16,2	951,2	16,1	1271,4	20,8

wypadkach, w których praca kotłów odbywa się w szerokim pasie różnych obciążeń, a takie warunki pracy kotłów są najwięcej rozpowszechnione.

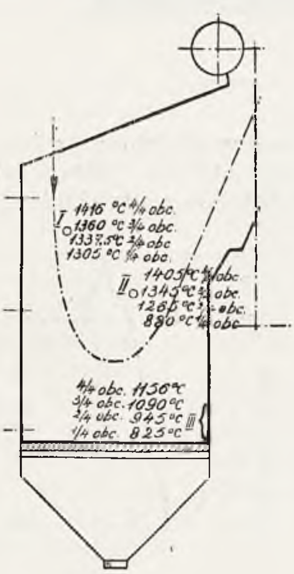
Całkowita sprawność kotła Duquenne'a leży w tych granicach jakie charakteryzują nowoczesne kotły o dużej wydajności i sprawności.

Zestawiony bilans cieplny, podający rozkład sprawności na poszczególne elementy urządzenia kotłowego, nie obejmuje oddzielnie podgrzewacza powietrza, gdyż ciepło wyzyskane w nim nie przenosi się bezpośrednio na parę — wodę, lecz na powietrze i dopiero pośrednio współdziała w obiegu termicznym układu kotłowego, wpływając na warunki spalania i przewodzenia ciepła.

Niezaizolowane przewody powietrza na drodze od podgrzewacza powietrza do komory paleniskowej i od rusztu powietrznego do młynów są powodem większych strat ciepła, zwłaszcza na tej ostatniej drodze, o wyższej temperaturze powietrza.

Jak już wspomniano, przebieg spalania był zupełnie dobry. Wskazuje na to bilans cieplny, a także analiza spalin, nie wykazująca w spalinach zawartości części palnych. Wykazana strata w niespalonych częściach w popiele i żużlu jest tak minimalna (por. tabelę), że praktycznie jest ona bez znaczenia.

Stworzenie bardzo korzystnych warunków spalania, jako jedna z cech palenisk pyłowych, wystąpiło wyraźnie i w omawianem urządzeniu paleniskowem, które w swem ujęciu może jeszcze w wyższym stopniu



Rys. 16
Miejsca pomiarów i wysokość temperatury w komorze paleniskowej.

umożliwia zupełne spalanie, a to dzięki długiej drodze spalania, zróżniczkowanemu doprowadzeniu podgrzanego powietrza i małemu natężeniu komory paleniskowej. Osiągnięte natężenie termiczne w wysokości 104000 *kal/m³/h* przy normalnej wydajności kotła 20 *t/h*, a natężeniu powierzchni ogrzewalnej 45,75 *kg/m²/h*, należy zaliczyć do niższych natężeń, jakie są najczęściej ostatnio stosowane w komorach paleniskowych o ścianach chłodzonych powietrzem. Miejsca pomiarowe i wysokość temperatur dla poszczególnych obciążeń podane są na osobnym szkicu (rys. 16).

Zauważyć się tu daje rosnąca różnica temperatur w różnych miejscach komory przy malejących obciążeniach. Powoduje to nierównomierność obciążenia termicznego komory, jak na to wskazywały obserwacja płomienia i przebieg temperatur.

Średnie najniższe temperatury w komorze w czasie obciążenia normalnego (20 *t/h*) wynosiły od 1405 — 1416°C, zaś w czasie maksymalnych obciążeń, (około 21,5 *t/h*), chwilowe maksymalne wyskoki temperatur dochodziły do 1500°C.

Jakkolwiek węgle z Zagłębia Dąbrowskiego odznaczają się stosunko wysokim punktem topliwości popiołu, to jednak maksymalne temperatury w komorze leżą powyżej punktu zmiękczania popiołu. Skutkiem przepływu strumienia palącego się pyłu w pobliżu ścian istnieją warunki, sprzyjające tworzeniu się narostów zmiękczonego żużla na przedniej i bocznych ścianach komory. Zjawisko takie w rzeczywistości zachodzi, a wygląd powstających narostów przedstawia zdjęcie fotograficzne (rys. 17 a i b). Drugiem miejscem, wykazującem skłonności do tworzenia się osadów, jest tylna ściana komory zasłaniająca opłomki, a głównie jej górna część, na której narosty, powiększając się zalepiały pierwsze rzędy opłomek. Te trudności zostały usunięte przez ręczne zdmuchiwanie narostów strumieniem przegrzanej pary. Jakkolwiek narosty te objętościowo i ilościowo dochodziły do znaczniejszej wielkości, jednak ich narastanie jest o tyle powolne, że ciągłą pracę kotła można było prowadzić przez 4 — 6 miesięcy bez żadnych przerw.

Ostatnio przeprowadza się próby zdmuchiwania narostów także z przedniej ściany komory, jednak sprawa ta znajduje się w okresie doświadczeń.

Omawiane narosty o budowie gąbczastej i kruchej dają się łatwo usuwać w czasie postoju kotła i nie wywołują—jak dotychczas—poważniejszych uszkodzeń ogniotrwałych ścian komory, wykonanych z materjału krajowego. A należy zaznaczyć, że jeden z kotłów ma za sobą 8436 godzin pracy, drugi zaś 6688 godzin [1]). Doświadczenia z wytrzymałością komory paleniskowej okazały się więc zadawalniające.

[1]) do dnia 1 lutego 1934.

W czasie badania przy obciążeniach $^{3}/_{4}$ i $^{4}/_{4}$ w ruchu były obydwa młyny, jak również obydwa palniki. Dla obciążeń mniejszych, a mianowicie $^{2}/_{4}$ i $^{1}/_{4}$ był czynny tylko jeden palnik; dla obciążenia $^{2}/_{4}$ był w ruchu młyn prawy, dla obciążenia $^{1}/_{4}$ — młyn lewy, a w obu wypadkach praca odbywała się przy czynnym prawym palniku.

Przybliżone zużycie prądu do zmielenia 1 *t* węgla wynosiło od 24 do 31,7 *kWh/t*. Mielony węgiel zawierał około 2% piasku, które to zanieczyszczenie ma ujemny wpływ na pracę młyna, powodując głównie szybsze zużycie się części mielących i większe zużycie prądu.

Doświadczenia i wyniki z młynami tego systemu nie odbiegają jednak od średnich wartości, podawanych w innych instalacjach na pył węglowy.

Powyższe wyniki prób elastyczności kotła należy uważać za zupełne zadawalające tembardziej, że odbyły się one bez wstępnych prób, a jedynie wiadomy był przybliżony czas gwałtownej zmiany obciążenia. Próby gwałtownego odciążenia kotła nie przeprowadzono ze względu na warunki ruchowe, jednak w czasie pomiarów zaszedł wypadek nagłego odciążenia kotła — bez zapowiadania — o mniej więcej 50% normalnej wydajności. Opanowanie tych zmian było wogóle łatwe. Pod względem elastyczności badane urządzenie kotłowe w zupełności czyni zadość najnowszym, daleko posuniętym wymaganiom.

Doświadczenia ruchowe.

Dotychczasowe zachowanie się obydwóch kotłów w okresie około dwuletniej

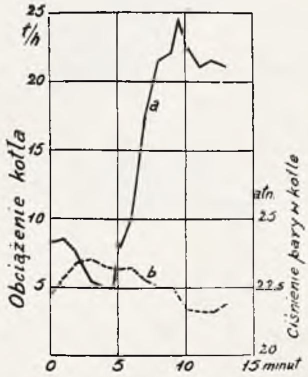


Rys. 17-a i b
Narosty żużlowe na przedniej ścianie komory.

Elastyczność kotła.

Ze względu na wymaganą w warunkach lokalnych większą elastyczność kotła przeprowadzono w czasie pomiarów próbę gwałtownego obciążenia kotła. Przebieg tej próby najlepiej przedstawia wykres (rys. 18), podający z jednej strony zmianę obciążenia w zależności od czasu, a następnie równoczesny przebieg ciśnienia pary w kotle. W warunkach lokalnych gwałtowna zmiana obciążenia rozłożyła się na czas około 3-ch minut. W tym czasie odpowiadająca tej zmianie wydajność kotła została raptownie zwiększona z 5 *t/h* do wartości chwilowej około 24,5 *t/h*, a trwałej około 21 *t/h*. Największy spadek ciśnienia w tym czasie wynosił około 8,5%, czyli nastąpił spadek ciśnienia o 2 *atn* (z 23,5 na 21,5 *atn*), poczem ciśnienie miało tendencję wzrastającą. Na temperaturę pary przegrzanej nie miało to większego wpływu i ta utrzymywała się mniej więcej w normalnej wysokości.

pracy jest zadawalniające, gdyż pewność ruchu była zapewniona. Nie zaszły żadne wypadki poważniejszego uszkodzenia kotłów.



Rys. 18
Próba gwałtownego obciążenia kotła.

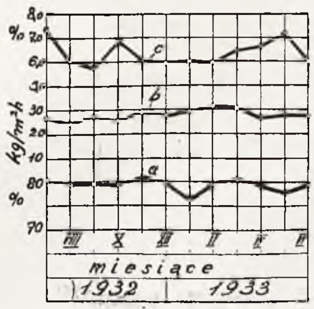
W pierwszym okresie pewne trudności ruchowe powodował ruszt powietrzny, ujaw-

niający skłonność do przepalania się. Dzięki lepszemu zaizolowaniu tych rur powietrznych i należytemu ich podparciu, oraz przez odpowiednie wyregulowanie długości płomienia trudności te w zasadzie zostały opanowane, chociaż ruszt powietrzny należy zaliczyć do czulszych elementów pod względem uszkodzeń.

Również zostało opanowane początkowe cofanie się płomienia do palników, co prowadziłoby do szybszego przepalania się klap ruchomych a to przez odpowiednie wyregulowanie szybkości wypływu strumienia pyłu.

Wreszcie zaszła potrzeba wymiany przy jednym z kotłów wiszącej klapy, regulującej przepływ spalin przez przegrzewacz.

Na załączonym wykresie (rys. 19) mamy podany przebieg przybliżonych ruchowych



Rys. 19

Krzywe eksploatacyjne

a — przebieg przybliżonych sprawności ruchowych, *b* — obciążenie kotła w *kg/m²/h*, *c* — procentowe zużycie energji elektrycznej w kotłowni.

sprawności za okres rocznej pracy (od 1.VII.1932 r. do 30.VI.1933 r.) obydwów kotłów (krzywa *a*) z równoczesnem zaznaczeniem średnich miesięcznych obciążeń kotłów, wyrażonych natężeniem powierzchni ogrzewalnej w $kg/m^2/h$ (krzywa *b*). Na tymże samym wykresie podano równocześnie procentowe zużycie energji elektrycznej do napędu silników w kotłowni w stosunku do wyprodukowanej na zaciskach generatora całkowitej energji elektrycznej.

Z wykresu tego wynikałoby, że dla średniego w ciągu roku natężenia powierzchni ogrzewalnej 28,8 $kg/m^2/h$ przybliżona przeciętna roczna sprawność obydwóch kotłów wynosiła około 79,3 %, co jak na ruchową wartość należy uważać za wysoką, zwłaszcza uwzględniając typowo zmienne obciążenie kotłów w hucie.

Średnie roczne zużycie energji elektrycznej w kotłowni wynosiło 6,3 % wytworzonej energji brutto, — co z uwagi na napęd młynów i wentylatorów w lokalnych warunkach należy uważać za wartość, leżącą w granicach przeciętnych.

Zakończenie.

Obserwowany w okresie powojennym potężny rozwój urządzeń kotłowych przejawił się między innemi w ukazaniu się szeregu nowych konstrukcyj kotłów, bądź to w modyfikacji typów dotychczasowych, bądź też typów opartych na nowych odmiennych zasadach.

Kocioł konstrukcji Duquenne'a można zaliczyć do pierwszej grupy. Jest to zmodyfikowany typ kotła wodnorurkowego sekcyjnego.

Jako jedną z podstawowych myśli przewodnich w tej konstrukcji należy wymienić pionowy układ rur kotła i podgrzewaczy, a następnie stosowanie możliwie tylko rur prostych. Podgrzewacz wody w wykonaniu składa się z podobnych sekcyj, jakie zastosowano w samym kotle.

Większą uwagę zwrócono w tej konstrukcji na stworzenie dobrych warunków dla obiegu wodnego, co uzyskano przez zastosowanie rur opadowych, leżących zzewnątrz obmurza. Obieg wody jest tu ściśle jednoznaczny.

Kocioł ten odznacza się również swoistem rozwiązaniem niektórych szczegółów konstrukcyjnych.

Zmieniony układ kotła pociągnął za sobą usytuowanie komory paleniskowej przed kotłem i posobny układ poszczególnych elementów powierzchni ogrzewalnej. W całości kotła zwraca uwagę swoją wielkością komora paleniskowa.

Osobliwością w komorze jest ruszt powietrzny, ograniczający dolną część komory.

Pod względem wyników cieplnych kocioł Duquenne'a, jak to wykazały pomiary, odznacza się płaskim przebiegiem krzywej sprawności i to w szerokim pasie różnych obciążeń; należy zaliczyć to do cech dodatnich. Pod względem wysokości sprawności — osiągnięte wyniki (83, 9 %) leżą już w granicach, charakteryzujących duże kotły nowoczesne o zwiększonych wymaganiach.

Również pod względem elastyczności, czyli możności opanowywania gwałtownych zmian obciążenia, pomiary wykazały, że kotły te całkowicie stoją na wysokości zadania.

W dotychczasowej pracy omawiane kotły wykazały zupełnie dostateczną pewność ruchu. Pewne ograniczenie okresu nieprzerwanej pracy kotłów wywołują tworzące się narosty żużla na ścianach komory paleniskowej; zresztą sprawa ta jest już częściowo opanowana, co dowodzi, że możliwem było prowadzić nieprzerwany ruch kotła przez sześć miesięcy.

Przybliżoną ruchową roczną sprawność kotłów 79,3 % — należy uważać, przy zmiennem obciążeniu, za bardzo korzystną.

Czytelnicy zechcą uzupełnić w piewszej części pow. artykułu, drukowanej w zeszycie 3-cim *Techniki Cieplnej* podpis pod rys. 10 na str. 37 jak następuje:

a — całkowita ilość powietrza podgrzanego,

b — wtórne powietrze do palników pyłowych,

c — pierwotne powietrze, idące przez tylną ścianę komory, ruszt powietrzny i młyny do palników,

d — strumień powietrza, doprowadzony do bocznych ścian komory, a przez otwory i szczeliny do wnętrza komory,

e — strumień powietrza, doprowadzony do przedniej ściany komory, a przez otwory i szczeliny do wnętrza komory,

f — zimne powietrze, zasysane z kotłowni przez szczeliny i nieszczelności do wnętrza komory,

g — całkowita ilość powietrza doprowadzona do paleniska.

W SPRAWIE ANALIZY PALIWA.

W związku z art. inż. *R. Biedrzyckiego* i *W. Paca* p.t. „Analizy węgla w badaniach instalacyj kotłowych", ogłoszonym w styczniowym zeszycie *Techniki Cieplnej*, drukujemy poniżej notatkę, która ukazała się w Zeitschrift d. Vereines deutscher Ingenieure (zeszyt 8 z dn. 24 lutego b. r.), a z której wynika, że zagadnienie to nietylko u nas jest aktualne.

Przy ustalaniu błędów pomiarowych przy odbiorach kotłów parowych *główną rolę* gra błąd powstający przy określaniu wartości opałowej paliwa. Liczne badania przeprowadzone specjalnie przez Zjednoczenie Niem. Przemysłu Budowy Kotłów Parowych i Aparatów Mierniczych wykazały wyraźnie, że błędy przy obliczaniu wartości opałowej paliwa były bardzo poważne. Z tego powodu specjalnie wybrana Komisja przeprowadziła badania w celu zapewnienia większej dokładności przy określaniu wartości opałowej. Na podstawie powyższych badań opracowano „wytyczne dla określenia wartości opałowej", które dają gwarancję zmniejszenia popełnianego błędu.

Okazało się jednak, że szereg pracowni badania swe przeprowadzało przy pomocy nieodpowiednich środków i metod, co zmusiło powyższą Komisję do ustalenia warunków jakim odpowiadać powinny pracownie dopuszczone do określania wartości opałowej paliwa przy próbach odbiorczych.

ZE ZJAZDÓW.

Por. *Technika Cieplna*, 1934, str. 32.

Wszechświatowa Konferencja Energetyczna w Skandynawji.

Spangenberg (Danja), Halberg i Morch (Danja) poświęcili swe referaty opisowi siłowni dwóch wielkich browarów w Kopenhadze. Siłownie te powstały na zupełnie odmiennych założeniach. W jednym z browarów zastosowano ciśnienie 20 *at* bez przegrzewania pary, maszyny parowe z pojedyńczem pobieraniem pary, bezpośrednio napędzane amonjakalne sprężarki i silniki Diesel'a jako rezerwa. Jako dalszą modernizację siłowni uważa się nieznaczne zwiększenie prężności w kotle, przegrzewanie pary, wprowadzenie przeciwprężnych turboprądnic, oraz niekorzystanie z pracy Diesel'i przy pokrywaniu obciążeń wierzchołkowych, a przerzucenie jej na silniki parowe. W tym wypadku Diesel'om pozostałaby jedynie rola pogotowia na wypadek strajku. W drugim browarze ciśnienie wynosi 22 *at*, temperatura 350⁰. Zainstalowano tu turbiny kondensacyjne z wielokrotnem pobieraniem pary, zasobnik Ruths'a, sprężarki amonjakalne z napędem elektrycznym i rezerwę o napędzie przeważnie parowym. W ostatnio opisanym zakładzie 1 *kWh* na zaciskach tablicy rozdzielczej odpowiada rozchód 3100 *Kal.* Po ukończeniu rozbudowy siłowni przewiduje się obniżenie tej wielkości do 2900 — 2500 *Kal.* Autorzy utrzymują, że gdyby zamiast siłowni parowej zastosowano silniki Diesel'a, to koszty paliwa wzrosłyby 2—2,5 krotnie, nie licząc zwiększonego rozchodu smaru.

Zespolone wytwarzanie energji mechanicznej i cieplnej dotychczas nie znalazło szerszego zastosowania w przemyśle włókienniczym. Przyczynę tego zjawiska omówił Engblom (Szwecja) rozważając wybór najodpowiedniejszej prężności pary w tych zakładach. Zasady, według których powinna odbywać się racjonalna praca z przeciwprężnością są następujące:

1) Centralne wytwarzanie pary dla sąsiadujących zakładów włókienniczych, dzięki czemu osiągnie się duże oszczędności na paliwie, personelu i miejscu.

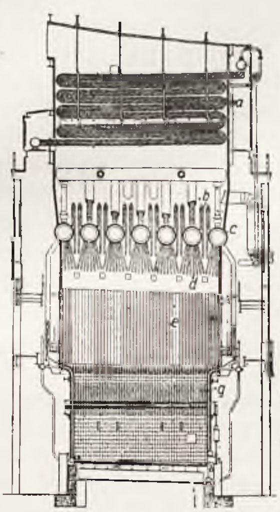
2) Przeciwprężne maszyny na przegrzaną parę dolotową, co w wielu wypadkach pozwala na uniezależnienie farbiarni i drukarni od obcych źródeł energji.

3) Znaczne obniżenie ciśnienia pary przegrzanej w celu otrzymania możliwie dużych ilości taniej energji.

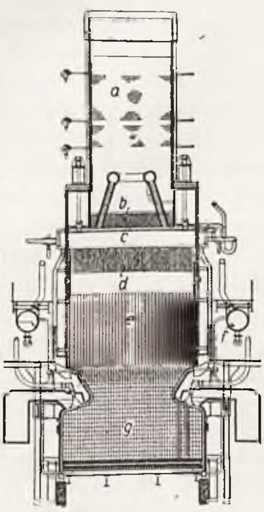
4) Prawidłowy wybór ciśnienia w kotle.

Wuolle (Finlandja) rozważał wybór ciśnienia w kotle z gospodarczego punktu widzenia. Autor proponuje nową metodę porównywania zakładów, a mianowicie, aby dane dotyczące kotłów i turbin odnosić do zakładu przyjętego za jednostkowy, a pozatem, aby podawać rozchód ciepła w *Kal*/godz. zamiast w *Kal*/*kWh*, w funkcji obciążenia. Otrzymany wykres pozwoli na ocenę zalet zakładów różnego typu oraz wpływu, jaki wywiera stopień wyzyskania siłowni.

Zapatrywanie autora na wytwarzanie mocy w ruchu przeciwprężnym, pokrywały się z treścią referatu Spetz'a (Szwecja). Obaj referenci utrzymują, że jeżeli stosunek zapotrzebowania siły do ciepła pozwala na wytwarzanie całej energji w ruchu z przeciwprężnością, to ruch ten opłaca się nawet, gdyby w pewnych okresach zachodziła konieczność wypuszczania nadmiaru pary na wydmuch. Unika się wtedy sta-



Rys. 4



Rys. 5

Przekrój kotła G. E. C. na parę rtęci i parę wodną *a* — przegrzewacz pary; *b* — podgrzewacz rtęci; *c* — walczak z rtęcią; *d* — rury opromieniowane z rtęcią; *e* — ścianka z rurek z rtęcią; *f* — walczak z parą wodną; *g* — ścianki z rurek z wodą.

wiania maszyn pokrywających szczytowe zapotrzebowanie, lub uniezależnia się od źródeł obcych. Współczesny rozwój kotłów wysokoprężnych, idący w kierunku zmniejszenia kosztów zakładowych, również przemawia za ruchem przeciwprężnym. O ile wahania zapotrzebowania siły lub ciepła są bardzo znaczne, wtedy celowe jest stosowanie zasobników hydraulicznych lub cieplnych.

Hellborg (Szwecja). Stosowanie odpowiednio przyłączonych zasobników cieplnych pozwala osiągnąć stały lub zmieniający się bardzo powoli, przepływ pary przez turbinę przeciwprężną. Ta okoliczność jest niezmiernie ważna dla przemysłu celulozowego i papierniczego, gdzie zapotrzebowanie ciepła i mocy zmienia się bardzo gwałtownie. W szwedzkim przemyśle celulozowym i papierniczym stosuje się zasobniki Ruths'a. W podanym przykładzie fabryki celulozy o produkcji rocznej 50,000 *t* można było dodatkowo uzyskać 1200 *kW* dzięki zasobnikom cieplnym.

Dążność do stosowania wysokich ciśnień w nowych zakładach posiada zupełnie zdecydowany charakter. Ciężkie warunki gospodarcze zahamowały rozwój tego rodzaju zakładów, wskutek czego dotychczas zebrano mało doświadczeń odnośnie ich budowy i eksploatacji. Z tego punktu widzenia niezmiernie interesujące referaty zgłosili Havlicek i Rochel (Czechosłowacja). Pierwszy scharakteryzował doświadczenia, jakie uzyskano w ciągu dwuletniego ruchu kotłów Löffler'a w szybie Karolina w Morawskiej Ostrawie, zaś drugi opisał historję rozwoju kotłów Löffler'a, uwzględniając kotły w szybie Karolina oraz największą jednostkę (130 — 160 *t*/*h*) jaka dotychczas została zbudowana, przeznaczoną dla siłowni w Moskwie. Kotłownia szybu Karolina składa się z pięciu kotłów typu Löffler'a, opalanych pyłem węglowym i pracujących na 130 *at* i 500°C. Wydajność kotłów wynosi 10 — 15; 40 — 50 i 60 — 75 *t*/*h*. Kotły zasilają dwie turbiny kondensacyjne z pobieraniem pary (18000 i 36000 *kW*). Przegrzewanie międzystopniowe na 350°C odbywa się przy 10 — 15 *at*. W omawianym zakładzie najpóźniej dobudowane zostały dwa kotły o wydajności 60—75 *t*/*h*. Powierzchnia zajmowana przez kocioł wynosi 12,8 x 12 *m*. Wysokość do górnej krawędzi zbiornika z pyłem węglowym 23,7 *m*. Obciążenie komory paleniskowej podczas normalnego ruchu wynosi 230,000 Kal/m^3. Opromieniowany przegrzewacz, wykonany z rur o średnicy 51/39,5 *mm*, posiada powierzchnię 170 m^2. Powierzchnia ogrzewalna przegrzewacza wtórnego — 1010 m^2. Składa się on z rur o średnicy 70/56 *mm*. Powierzchnia ogrzewalna podgrzewacza wody — 617 m^2. Podgrzewacz zbudowano z rur 47,5/38 *mm*. Podgrzewanie wody odbywa się z 200° na 260° Przeciętna sprawność kotłów Löffler'a zainstalowanych w szybie Karolina wynosi 85%. Waga rurek przegrzewacza w kotle 60 — 75 *t*/*h* stanowi około 65 *t*. Dzięki dużej pojemności cieplnej metalowych ścianek przegrzewacza można wyrównywać mniejsze obciążenia wierzchołkowe, powiększając jedynie obroty pompy obiegowej. W ten sposób można np. pokrywać w ciągu jednej minuty 30% wzrost obciążenia. Pompa obiegowa umożliwia następnie regulowanie temperatury. Praktycznie biorąc, stała temperatura może być utrzymana w granicach od pełnego do $^1/_3$ obciążenia. Unika się więc szkodliwych wzrostów temperatury występujących w zwykłych przegrzewaczach przy nagłych spadkach obciążenia. W celu skrócenia czasu uruchomienia kotła (obecnie czas doprowadzenia zupełnie zimnego kotła do stanu pełnego ruchu wynosi 2 godziny), przypojono do najniżej położonych części opromieniowanego ogrzewacza rury, spełniające rolę komór odwadniających. Dalsze ulepszenia wprowadzono przez zmniejszenie nieużytecznych powierzchni w komorze paleniskowej. Pozatem, zamiast ósemkowych wężownic w przegrzewaczu i podgrzewaczu wody, zastosowano inny układ powierzchni ogrzewalnej. Prawie 40% ciepła wytworzonego podczas procesu spalania pobierane jest bezpośrednio przez powierzchnie metaliczne. W związku z tem, komora paleniskowa posiada odpowiednie ukształtowanie. W Witkowicach zastosowano palniki wirowe z nastawianemi łopatkami. Palniki umieszczone są w dzielonych komorach, połączonych

przewodami z podgrzewaczem powietrza. Każdy palnik reguluje się i wyłącza przy pomocy suwaka w formie dzwonu opuszczanego nad palnikiem i sterującego ciepłe powietrze. Podgrzane powietrze wchodzi promieniowo do palnika i uzyskuje przytem ruch skrętny Nastawienie łopatek wpływa na długość płomienia i jednocześnie na przebieg temperatury w komorze paleniskowej. Palniki wykonano o wydajności 1000 *kg/h* (przy 7000 *Kal/kg*) i 2300 *kg/h* (przy 3200 *Kal/kg*). Wprowadzenie pary przegrzanej do wody zachodzi obecnie przez rurę z szerokiemi dyszami. Straty na wodzie i cieple, występujące podczas czyszczenia, zmniejszono dzięki zastosowaniu wspólnego zbiornika oczyszczającego, umieszczonego pod walczakami odparowania. Walczaki zaopatrzone zostały w oczyszczacze pary, doświadczenie bowiem wykazało, że para o wysokiej prężności zawiera rozpuszczone sole, które osiadają cienką warstwą w wysokoprężnej części turbiny. W walczakach odparowania znajdują się dwie powierzchnie wodne, przyczem górna działa oczyszczająco podczas przepływu pary. Moc idąca na pracę pompy obiegowej wynosi około 2,5% całkowitej mocy uzyskanej przy pracy z kondensacją. W dużych kotłowniach, 40 — 50 *t/h*, pompy tłokowe posiadają zbyt duże wymiary i muszą być zastąpione przez pompy wirnikowe. Duże trudności konstrukcyjne nasuwała konieczność dobrego uszczelnienia wału pompy, wykonywującego 8000 *obr/min* przy ciśnieniu 130 *at*. Początkowo zastosowano szczelinową dławnicę oliwną. Rozwiązanie to było zadawalniające, ale dość skomplikowane, dlatego skonstruowano pompę o dławnicy labiryntowej. Ilość pary przechodzącej przez dławnicę okazało się mała, wykorzystano ją do ogrzewania wody zasilającej. Armatura kotła posiada wszędzie uszczelnienia zapomocą pierścieni stożkowych. Grzybki zaworów oraz gniazda wykonano z bardzo twardej stali, przyczem grzybek jest twardszy od gniazda. Korpus zaworu wykonano z pełnej sztuki stali martenowskiej o wytrzymałości 60 *kg/mm²*. Jako organ zamykający zastosowano specjalnie obmyślony zawór przelotowy. Zawór bezpieczeństwa wykonany jest również z specjalnej twardej stali i posiada gniazdo stożkowe. Wskaźnik poziomu wody działa w sposób następujący. Pływak porusza zapomocą stalowej linki magnes umieszczony w rurze z bronzu, na zewnątrz której znajdują się klapy odgrywające rolę przyrządu wskazującego. Zależnie od poziomu wody magnes dociąga klapę. Wszystkie nowowprowadzone części armatury okazały się niezawodne w użyciu.

Smith (St. Zj. Am. Półn.) podał opis nowego zakładu rtęciowego w Zakładach „General Electric Company w Schenectady“, dostarczającego energję mechaniczną i cieplną. Zakład składa się z kotła o wydajności 150 *t/h* pary wodnej o prężności 2,8 *at* i 400°C, kotła na parę rtęci (rys. 4 i rys. 5), turbiny rtęciowej dającej 20,000 *kW* oraz parowej turbiny przeciwprężnej na 28/14 *at* o mocy 6,000 *kW*. Całkowite obciążenie siłowni wynosi 26,000 *kW* i 300 *t/h* pary wodnej.

W górnej części kotła na parę rtęci mieszczą się urządzenia dla podgrzewania i odparowania rtęci. Dół kotła i ścianki boczne do wysokości 5 *m* utworzone są z otulonych rur wodnych. W kondensatorach rtęciowych otrzymywana jest para wodna o ciśnieniu 28 *at*, w ilości 110 *t/h*. W dolnej części paleniska otrzymuje się 40 *t/h* pary wodnej o prężności 28 *at*. Całkowita ilość wyprodukowanej pary przegrzewana jest do 400° w zwykłym przegrzewaczu, mieszczącym się w najwyższej części kotła. Turbina rtęciowa o mocy 20,000 *kW* należy do typu dwukierunkowego o pięciu stopniach. Ciśnienie po stronie wlotowej 8,75 *at*, próżnia 27,5″ sł. rt.

Roebel (Niemcy) omawiał rozwój nowoczesnych turbin parowych, a więc turbiny z przekładniami napędzające wentylatory kopalniane, łamacze, transmisje i t. p. oraz turbiny napędzające bezpośrednio maszyny robocze jak pompy i sprężarki wirnikowe i t. d. i wreszcie turbiny przeciwprężne i z pobieraniem pary. Dzięki odpowiednim rozwiązaniom konstrukcyjnym oraz doborowi właściwego materjału opanowano wysokie temperatury i ciśnienia pary dolotowej. Obecnie uzyskuje się zupełną niezawodność ruchu przy prężności pary dolotowej 200 *atn* i temperaturze 450—500°C. O wyborze prężności pary decydują względy ekonomiczne. Podwyższenie ciśnienia pary ponad 100 *atn* przy temperaturze 450°C, gdy przeciwprężność wynosi 1 *ata*, jak również przekroczenie 150 *atn* przy przeciwprężności 15 *ata* jest niekorzystne, ze względu na zbyt małe zyski jakie w tych warunkach daje się osiągnąć.

Wyrazem dążności do obniżenia mocy idącej na uruchamianie urządzeń pomocniczych w siłowniach z kondensacją jest nowa konstrukcja pompy do wody chłodzącej, Matsunami (Japonja). Zasadniczą cechą omawianej konstrukcji są nastawiane łopatki. Pompa tego typu została wypróbowana w pewnej siłowni japońskiej. Turbina o wewnętrznem spalaniu była przedmiotem rozważań Belluzzo (Włochy). Największą trudnością, jaką nasuwa rozwiązanie turbin o wewnętrznem spalaniu jest uchronienie łopatek przed szybkiem zniszczeniem na skutek wysokiej temperatury przepływających gazów. Autor opisał swoją konstrukcję turbiny o wewnętrznem spalaniu oraz próby, jakie już zostały przeprowadzone. Wewnętrzne chłodzenie łopatek przy pomocy wody, pozwala opanować temperaturę do 1300°C przy ciśnieniu 6 *at*.

(d. n.).

A. St.